

Analyse multi-échelle de l'usure par fretting sous chargement dynamique

Loic Salles, Laurent Blanc, Fabrice Thouverez, Alexander M Gouskov, Pierrick Jean

▶ **To cite this version:**

Loic Salles, Laurent Blanc, Fabrice Thouverez, Alexander M Gouskov, Pierrick Jean. Analyse multi-échelle de l'usure par fretting sous chargement dynamique. 9e Colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2009, Giens, France. pp.277-282, 10.1051/meca/2010034 . hal-01400751

HAL Id: hal-01400751
https://hal.science/hal-01400751

Submitted on 28 Nov 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Distributed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License

Analyses multi-échelles de l'usure par fretting sous chargement dynamique

Loïc Salles[1,2,3], Laurent Blanc[1], Fabrice Thouverez[1], Alexander M. Gouskov[2], Pierrick Jean[3]

[1] Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes , École Centrale de Lyon,
CNRS UMR 5513, 36 avenue Guy de Collongue, 69134 Ecully cedex
prenom.nom@ec-lyon.fr

[2] Département de Mécanique Appliquée
Université Technique d'État de Moscou (Bauman), Moscou, Russie
gouskov_ am@mail.ru

[3] Snecma – groupe Safran, 77550 Moissy-Cramayel
pierrick.jean@snecma.fr

Résumé — Dans cet article, nous abordons l'étude de la dynamique non-linéaire d'une roue aubagée couplé au phénomène d'usure par fretting en pied d'aube. La méthode d'analyse s'appuie sur une méthode d'Équilibrage harmonique multi-échelle basée sur la séparation en temps rapide et lent suivant les mécaniques mises en jeu. Un exemple numérique d'analyse vibratoire en fonction de l'usure d'une roue aubagée est présenté.

Mots clés — Roue aubagée, série de Fourier, multiéchelle, fretting-wear, usure, dynamique non-linéaire, frottement.

1 Introduction

L'aspect vibratoire dans la conception des roues aubagées devient de plus en plus important avec la réduction du poid de ces dernières. L'augmentation des performances des moteurs entraine aussi un chargement de plus en plus important de celles-ci. Les impératifs de durée de vie, implique que les amplitudes de vibrations qu'elles subissent doivent rester faibles.

Dans le cas de roues aubagées assemblées le frottement existant au niveau des attaches aube-disque joue un rôle important sur les niveaux vibratoires et doit être pris en compte dans le cycle de dimensionnement. Des méthodes basées sur l'équilibrage harmonique et une procédure temps fréquence [2] permettent de prédire le comportement vibratoire des roues aubagées avec frottement en pied d'aube. Ces études ont montré une diminution significative du niveau vibratoire par rapport à un comportement linéaire correspondant à une attache aube-disque bloquée. Malheureusement l'énergie dissipée par friction au contact aube-disque peut conduire à des endommagements de fretting. L'usure dans les moteurs en service constitue donc le deuxième aspect à considérer lors de la conception d'un système aube-disque, de manière à minimiser les coûts de maintenance.

L'étude proposée part du constat que la perturbation de la réponse forcée par l'usure est très faible sur chaque cycle. Ceci permet d'employer des techniques multiéchelles en temps pour traiter le problème de fretting-wear sous chargement dynamique. La stratégie de résolution de ce problème consiste à résoudre alternativement le problème dynamique et le problème d'usure. Une

formulation exacte de la matrice jacobiennne du système à résoudre permet une convergence beaucoup plus rapide du solveur. Le calcul des gradients permet l'application d'un prédicteur tangent suivant l'usure pour résoudre le problème tribologique sur l'échelle lente à la manière d'une étude de sensibilité [3] Comme dans les travaux [6, 7] nous utilisons une forme rendue locale de la loi d'Archard [1]. Cette loi est la loi la plus populaire pour calculer l'usure même si elle ne représente que très grossièrement le comportement tribologique de l'interface.

Après une présentation des développements théoriques, une appliquation à une roue aubagée de compresseur est présenté.

2 Formulation EF du problème dynamique de contact avec usure

Considerons deux corps $l = 1,2$ en contact et soumis à une force d'excitation périodique de période ω. Les équations de mouvement dans le cadre d'une formulation éléments finis sont les suivantes :

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{U}}^{(l)} + \mathbf{D}\dot{\boldsymbol{U}}^{(l)} + \mathbf{K}\boldsymbol{U}^{(l)} + \mathbf{C}\boldsymbol{P}_{\boldsymbol{c}}^{(l)}(\boldsymbol{U}^{(l)}, \dot{\boldsymbol{U}}^{(l)}, \boldsymbol{W}^{(l)}) = \boldsymbol{F}_{ex}^{(l)}(t), \tag{1}$$

où **M**,**D** et **K** sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur. $\boldsymbol{F}_{ex}$ est le vecteur des forces nodales d'excitation. $(P_c) = {}^t[P_N, \vec{P_T}]$ sont les pressions de contact (normales et tangentieles). **C** est la matrice couplant pressions nodales et deplacements nodaux.

Nous faisons l'hypothèse de petits déplacements au sein de la strucutre et dans la zone de contact. Cette hypothése permet d'utiliser des éléments de contact noeud à noeud. Les contraintes liées au probleme de contact unilatéral avec frottement de type Coulomb sont, en tenant compte de l'usure :

$$\boldsymbol{P}_N \geq 0 \quad (\boldsymbol{U}_N - \boldsymbol{W} - \boldsymbol{G}) \leq 0 \quad {}^t(\boldsymbol{U}_N - \boldsymbol{W} - \boldsymbol{G})\boldsymbol{P}_N = 0 \tag{2}$$

$$\|\boldsymbol{P}_T\| - \mu \boldsymbol{P}_N \leq 0 \quad \dot{\boldsymbol{U}}_T = -\gamma \frac{\boldsymbol{P}_T}{\|\boldsymbol{P}_T\|} \quad \gamma(\|\boldsymbol{P}_T\| - mu\boldsymbol{P}_N) = 0 \tag{3}$$

$\boldsymbol{W}$ et $\boldsymbol{G}$ sont respectivement le vecteur des profondeurs d'usure nodales et des jeux initiaux entre les deux corps du à la forme des géomtries en contact. Dans la stratégie adoptée les profondeurs d'usures interviennent comme des jeux paramétres de l'élément de contact. Une telle prise en compte de l'usure a pour avantage de ne pas nécessiter de remaillage dans la zone de contact. Elle se justifie par le fait que les déplacements et les usures sont trés faible par rapport à la taille du maillage EF. En effet dans le cas d'étude de réponse vibratoire de roues aubagées les amplitudes des déplacements sont de l'odre de quelques micromètres alors que les maillages ont des tailles entre 100 et 1000 fois plus importantes sur la surfaces de contact. Le taux d'usure est données par une loi macroscopique proposée par Archard [1]. Cette loi est rendu locale et calculée pour chaque noeuds en contact :

$$\dot{W}^M = \frac{k_w}{\alpha^M} \left| P_N^M \right| \left\| \dot{\boldsymbol{U}}_T^M \right\|, \tag{4}$$

α^M sont les poids de la méthode de quadrature. P_N^M est la pression de contact du noeud M et $\dot{\boldsymbol{U}}_T^M$ sa vitesse tangentielle.

3 Techniques de résolution

3.1 Équilibrage harmonique multiéchelle

Les problémes vibratoires nonlináires de roue aubagées sont la plus part du temps résolus par Équilibrage harmonique. En effet cette méthode permet en supposant l'existence d'un état stationnaire périodique un calcul beaucoup plus rapide de la réponse forcée. Or l'usure n'est pas

un phénome périodique, elle evolue avec le temps. Toutefois l'usure est un phénoméne très lent par rapport au phénomene dynamique. En cela le probléme d'usure par fretting sous chargement dynamique est un probléme multiéchelle à la fois en espace et en temps. L'idée principale pour rèsoudre ce probléme est de séparer le temps en deux échelles distinctes : une échelle lente, notée η pour les phénomènes d'usures et une échelle rapide τ pour les phénomènes vibratoires. Cette approche permet d'utiliser des méthodes d'équilibrage harmonique pour résoudre le probléme vibratoire sur chaque cycle en considérant que l'usure n'évolue pas pendant ce cycle. La serie de Fourier des déplacements s'écrit :

$$\boldsymbol{U}(\tau,\eta) = \tilde{\boldsymbol{U}}_0(\eta) + \sum_{n=1}^{Nh} \tilde{\boldsymbol{U}}_{n,c}(\eta)\cos(n\tau) + \tilde{\boldsymbol{U}}_{n,s}(\eta)\sin(n\tau) \tag{5}$$

De cette expression on voit que les coefficients de la série de Fourier dépendent de l'échelle lente. L'usure ne dépendant pas de l'échelle rapide, elle s'ecrit $W^M(t) = W^M(\eta)$.

En appliquant une procédure de Garlekine à (1) on obtient l'équation de mouvement dans le domaine fréquntiel :

$$\mathbf{Z_r}\tilde{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{r}}(\eta) + \tilde{\lambda}(\eta) = \tilde{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{r}} \tag{6}$$

La résolution du système (6) donne les déplacements et les pressions de contact sur un cycle au temps η. Ces grandeurs permettent de calculer le taux d'usure sur un cycle par la formule (7) :

$$\Delta W^M(\eta) = \frac{K_w}{\alpha^M}\int_{Period} |P^{N,M}(\eta,\tau)|.\|\dot{\boldsymbol{U}}_T^M(\eta,\tau)\| d\tau \tag{7}$$

La résolution de (6) nécessite de connaître $\tilde{\lambda}$ en fonction du vecteur multi-harmoniques des déplacements relatives $\tilde{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{r}}$. Pour résoudre ce problème, nous utilisons la méthode *DLFT* proposée par Nacivetet al. [2] qui implique l'utilisation de Lagrangiens Dynamiques pour le traitement des conditions de contact avec frottement. Ceci sont exprimés par la formule (8).

$$\tilde{\lambda}^T = \tilde{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{r}}^T - \mathbf{Z_r}\tilde{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{r}} + \varepsilon_T\left(\tilde{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{r}}^T - \tilde{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{r}}^T\right), \tag{8a}$$

$$\tilde{\lambda}^N = \tilde{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{r}}^N - \mathbf{Z_r}\tilde{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{r}} + \varepsilon_N\left(\tilde{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{r}}^N - \boldsymbol{W} - \tilde{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{r}}^N\right), \tag{8b}$$

Les forces de contact sont prédites dans le domaine fréquentiel avec un terme de pénalisation : $\tilde{\lambda}_u = \tilde{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{r}} - \mathbf{Z_r}\tilde{\boldsymbol{U}}_r + \varepsilon\left(\tilde{\boldsymbol{U}}_r - \boldsymbol{W}\right)$. Ces forces sont corrigées en temporel de façon à satisfaire les conditions de contact via un terme de correction $\varepsilon\boldsymbol{x}_r(\tau)$. La transformée de Fourier discrete donne le terme de correction en fréquentiel $\varepsilon\tilde{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{r}}$

3.2 Algorithme de résolution

La résolution du système (6) se fait à l'aide d'un solveur itératif de type Hybrid Powell. Ce solveur nécessite la matrice Jacobienne J de la fonction f à annuler ($f(\tilde{\boldsymbol{U}}_r) = \tilde{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{r}} - \mathbf{Z_r}\tilde{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{r}}(\eta) - \tilde{\lambda}(\eta)$). L'expression exacte de cette matrice permet de rendre l'algorithme beaucoup plus performant. Toutefois l'expression du gradient des forces de contact par rapport à $\tilde{\boldsymbol{U}}_r$ n'est pas triviale. Il faut exprimer le gradient des forces de contact en temporelle suivant l'état de contact au temps τ. Le calcul de la matrice Jacobienne est expliqué en détail dans [5] Ces fonctions sont non dérivable au point de changement d'état. Comme une transformée discrète est utilisée pour passer en temporelle il n'y a aucune chance de se retrouver exactement sur le point de changement d'état. Le gradient de la fonction f peut aussi être exprimé en fonction des profondeurs d'usure W. Un développement à l'ordre 1 de la fonction f en $\tilde{\boldsymbol{U}}_r$ et W permet de calculer la dérivée de $\tilde{\boldsymbol{U}}_r$ par rapport W. Celle-ci est utile pour prédire l'état dynamique du sytême avec le nouveau profil d'usure. La résolution du probléme d'usure sur léchelle lente peut se faire à l'aide de schémas d'intégration explicite ou implicite classiques.

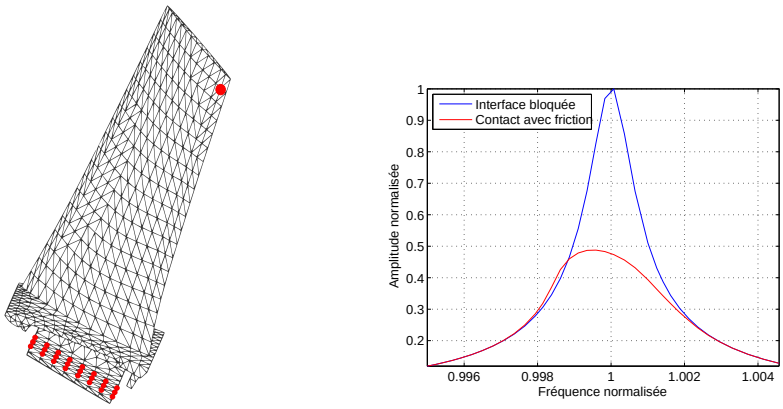
Algorithm 1 DLFT multi-échelle

for $i = 1$ to nb freq **do**
  $\mathbf{U}^k \leftarrow \mathbf{U}_i^0$
  for $k = 1$ to nb cycle fretting **do**
    $j \leftarrow 0$
    while $test = 0$ solveur nonlinéaire **do**
      $\tilde{\lambda}_u{}^j \leftarrow \tilde{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{r}} - \mathbf{Z_r}\tilde{\boldsymbol{U}}_r{}^j + \varepsilon\left(\tilde{\boldsymbol{U}}_r^j - \boldsymbol{W}^k\right)$
      iDFT
      $\lambda_x^j(\tau) \leftarrow$ condition de contact avec frottement
      Calcul $\frac{\partial \lambda_x(tau)}{\partial \tilde{U}^j}$
      DFT
      test $\|f(\tilde{\boldsymbol{U}}_r{}^j)\| \leq erreur$
      $j \leftarrow j+1$
    end while
    calcul taux d'usure δW
    $\mathbf{U}^{k+1} \leftarrow \mathbf{U}^k - \frac{\partial f}{\partial \tilde{U}^j}^{-1} \frac{\partial f}{\partial \tilde{W}^k}\delta W^k$
    mise à jour zone de contact et zone adhérente
  end for
end for
return G

Nous avons choisi une stratégie un peu différente. Nous supposons à chaque cycle de fretting calculé une augmentation de la profondeur d'usure maximum possible. En choisissant le noeud qui s'use le plus pendant ce cycle nous trouvons le nombre de cycle nécessaire pour que le noeud atteigne cette profondeur d'usure. La géometrie est mise à jour en mulipliant ce nombre de cycle avec le taux d'usure calculé en chaque noeuds et la zone de contact est mise à jour. L'algorithme est résumé sur l'Algorithm 1.

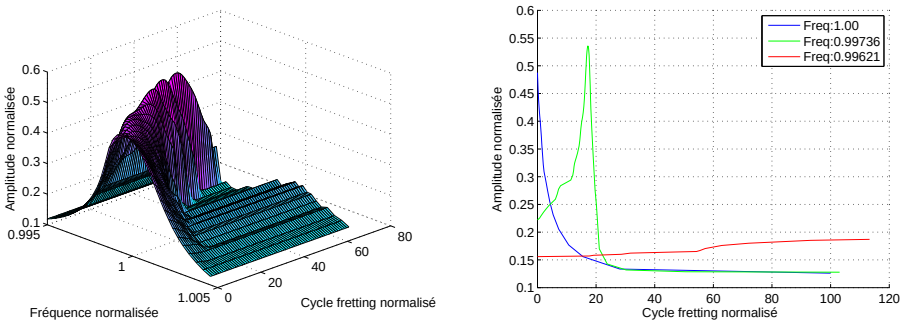
4 Applications numériques

Nous étudions la réponse vibratoire du premier mode d'un secteur de roue aubagée. Le modèle élements finis est reprénté sur la Fig. 1a. Les noeuds subrillants sont les noeuds physiques retenus



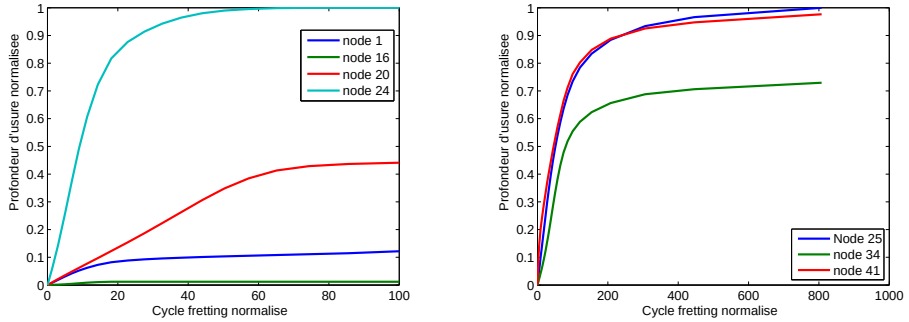
(a) (b)

Figure 1 – Modèle éléments finis de l'aube (a) et réponse fréquentielle (b)



(a) (b)

Figure 2 – Réponse vibratoire en bout d'aube (a) en fonction du nombre de cycle de fretting et zoom sur trois fréquences (b)



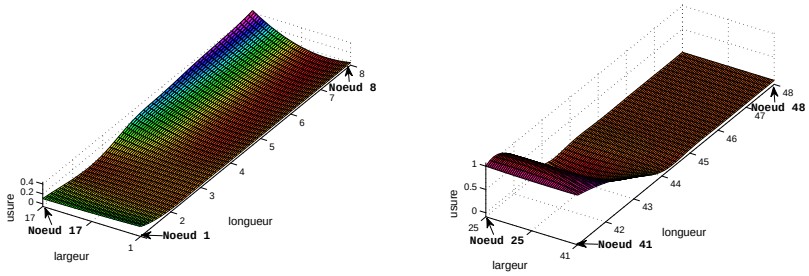
(a) (b)

Figure 3 – Evolution de l'usure nodal : coté extrados (a) et coté intrados (b)

dans une condensation dynamique. Ils représentent les noeuds de contact et le noeud d'exciation en bout d'aube, qui sert aussi de noeud d'observation.

Nous étudions l'évolution de la cinétique d'usure et de la réponse vibratoire sur le temps long. La réponse en fréquence de l'aube est représenté sur la Fig. 1b. À chaque fréquence étudiée l'évolution sur le temps long est calculée en utilisant la méthode de prédiction tangente suivant W et la correction via la DLFT.

La résoslution sur la plage fréquentielle et le temps long donne une nouvelle réponse forcée de l'aube à la fois en fréquence et en temps lent. La Fig. 2a montre une diminution de l'amplitude de vibration à la fréquence de résonance de l'aube saine. Par contre pour des fréquences plus faible l'amplitude augmente avec l'usure. Pour souligner cet aspect nous avons représenté l'évolution de lámplitude en bout d'aube pour 3 fréquences sur la Fig. 2b. La première conclusion est que l'usure peut avoir un effet positif à certaines fréquences et dangereux à d'autres fréquences. L'étude couplée vibratoire-usure permet de définir la plage de fréquence dans laquelle la roue augaée ne doit as fonctionner. Ceci est important pour la conception de roue aubagée à la durée de vie élevée. La Fig. 3 montre la cinetique d'sure pour différents noeuds de contact. Il est à noter l'existence d'un état asymptotique avec taux d'usure nulle. Étant donné que l'usure ne se produit pas sur l'ensemble des portées, l'usure tant vers une asymptote au bout d'un certains temps long. Les profils obtenus sont représentés sur les Fig. 4



(a) (b)

Figure 4 – Profil des portées usée : (a) coté extrados (b) et coté intrados de la pale

5 Conclusion et perspectives

Nous avons présenté une stratégie de calculs couplés de l'usure en pied d'aube sous chargement dynamique. L'approche multi-échelle en temps permet de découpler les calculs dynamiques et tribologiques. Ceci nous a permis d'appliquer des méthodes efficaces à chaque problème : La *DLFT* basée sur l'équilibrage harmonique pour l'aspect vibratoire et un algorithme d'intégration rapide sur l'echelle lente pour les aspects tribologiques. Un des premiers enseignement est que l'usure quoique très faible en pied d'aube modifie fortement la dynamique de l'aube.

Des travaux sont en cours pour traiter l'autre aspect multi-échelle spatial du problème. Un découpage en zone d'influence suivant la mécanique en jeu est envisagé avec un traitement numérique différent pour chaque zone.

Remerciements

Les auteurs remercient la Société Snecma pour son soutien technique et financier. Ce travail s'inscrit dans le projet fédérateur MAIA de recherche et technologie en mécanique soutenu par le CNRS, l'Onera et le groupe SAFRAN.

Références

[1] Archard, J., 1953. "Contact and rubbing of flat surface". *J. Appl. Phys,* **24**(8), pp. 981–988.

[2] Nacivet, S., Pierre, C., Thouverez, F., and Jezequel, L., 2003. "A dynamic Lagrangian frequency–time method for the vibration of dry-friction-damped systems". *Journal of Sound and Vibration,* **265**(1), pp. 201–219.

[3] Petrov, E.P., 2009 "Analysis of sensitivity and robustness of forced response for nonlinear dynamic structures". *Mechanical Systems and Signal Processing,* **23**(1), pp. 68–86.

[4] Salles, L., Blanc, L., Thouverez, F., and Gouskov, A., 2008. "Dynamic Analysis of Fretting-Wear in Friction Contact Interfaces". In Proceedings of ASME Turbo Expo, 2008.

[5] Salles, L., Blanc, L., Thouverez, F., and Gouskov, A., 2009. "Dynamic Analysis of a Bladed Disk with Friction and Fretting-wear in Blade Attachments". In Proceedings of ASME Turbo Expo, 2009.

[6] Stromberg, N., 1997. "An augmented Lagrangian method for fretting problems". *European journal of mechanics. A. Solids,* **16**(4), pp. 573–593.

[7] M. Torkhani and H.B. Dhia. Analyses multi-échelles et usure des structures minces en contact, 8ème Colloque National en Calcul des Structures. 2007.